

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.

1. Карышев Ю.Д. К теории центробежной форсунки с учетом сжимаемости // Известия вузов. Сер. Машиностроение. - №11. - С.84-87.
2. Распыливание жидкостей / Бородин В.А. и др. -М.: Машиностроение, 1977. -262с.

УДК 621.43.056.001.5

МОДУЛЬНЫЕ ВИХРЕВЫЕ ГОРЕЛКИ. ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И РАСЧЁТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Ковылов Ю.Л., Матвеев С.Г., Серенков Н.К.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Практически все способы снижения содержания NO_x в продуктах сгорания, несмотря на многообразие их конструктивных оформлений, в принципе решают две основные задачи:

1. Снижение температуры в зоне химических реакций.

2. Снижение времени пребывания реагентов в высокотемпературной зоне.

Подготовка топливо-воздушной смеси в камерах сгорания (КС) ГТД при сжигании и жидкого, и газообразного топлива представляет собой диффузионный процесс, начинающийся в первом случае с испарения жидких капель. В этих условиях, даже при обеспечении средней по зоне горения температуры ниже некоторого порогового уровня, невозможно избежать её повышения в микро- и макронеоднородностях, где обязательно наличие поверхностей или объёмов с величиной коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1$.

Считается, что это препятствие можно преодолеть переходом от сжигания гетерогенных ТВС или диффузионных струй горючего газа к сжиганию предварительно подготовленных гомогенных смесей $\alpha > 1$. Если даже не затрагивать чрезвычайно трудный вопрос проскока пламени в зону подготовки смеси в такой схеме организации горения, то и в этом случае останется ряд достаточно сложно решаемых задач:

1. "Бедная" зона горения наиболее пригодна для однорежимных КС и может создать дополнительные трудности на переходных режимах (запуск,

пламяпереброс, работа на режимах малого газа, запасы по бедному срыву пламени). Выход есть, но он связан с существенным усложнением конструкции: применение многоконтурной системы топливоподачи, многозонных и регулируемых КС.

2. Из соотношения суммарного расхода воздуха в КС $(G_a)_{\text{КС}}$ и расхода воздуха в зону горения $(G_a)_{\text{зг}}$

$$\frac{(G_a)_{\text{зг}}}{(G_a)_{\text{КС}}} = \frac{\alpha_{\text{зг}}}{\alpha_{\text{КС}}}$$

следует, что при увеличении $\alpha_{\text{зг}}$ растёт доля воздуха, подаваемая в зону горения, следовательно, и во фронтное устройство. При сохранении величины скорости потока на входе во фронтное устройство его мидель придётся увеличивать, а это влечёт за собой дополнительные трудности при проектировании и доводке диффузора КС.

3. При увеличении $(G_a)_{\text{зг}}/(G_a)_{\text{КС}}$ должна расти и относительная величина зоны горения, т.е. занимаемый ею объём $V_{\text{зг}}$, что влечёт за собой увеличение времени пребывания τ_n реагентов в высокотемпературной зоне.

Таким образом, попытка создания КС, работающей на предварительно подготовленной ТВС приводит к весьма существенным изменениям в её облике и конструкции.

Не меньший отпечаток накладывает на КС и желание снизить время пребывания в зоне горения. При традиционной схеме организации процесса, когда пламя формируется на боковой поверхности зоны рециркуляции за горелкой-стабилизатором, можно считать, что объём такой зоны горения $V_{\text{зг}}$ пропорционален диаметру горелки в третьей степени $V_{\text{зг}} \sim d_g^3$, а реакционная поверхность (площадь пламени) - квадрату d_g^2 - $F_{\text{пл}} \sim d_g^2$.

Форсировать зону горения по τ_n можно уменьшая $V_{\text{зг}}$ при сохранении $F_{\text{пл}}$. Если разделить её на i частей так, чтобы $(F_{\text{пл}})_1 = i(F_{\text{пл}})_2$, то диаметр горелок и объём создаваемых ими зон горения изменится:

$$d_{g2} \sim \sqrt{\frac{(F_{\text{пл}})_1}{i}} \quad \text{и} \quad V_{\text{зг}2} = \left(\sqrt{\frac{(F_{\text{пл}})_1}{i}} \right)^3$$

В этом случае суммарный объём зоны горения

$$\sum V_{\text{зг}} = i V_{\text{зг}2} \sim \frac{\text{const}}{\sqrt{i}}.$$

При сохранении расхода $(G_0)_{22}$ и параметров воздуха в исходном и многоочаговом варианте зоны горения осреднённое по суммарному объёму зоны горения время пребывания

$$\tau_n = \frac{V_{10}}{(G_0)_{22}} \sim \frac{1}{\sqrt{i}} \cdot \frac{1}{\rho_1}$$

Таким образом, применяя разделённую на i частей зону горения с соответствующей системой топливоподачи и её регулированием, можно надеяться на решение первой группы задач, связанных с работой КС на переходных режимах, и на решение задачи снижения времени пребывания потока воздуха в высокотемпературной зоне.

При дроблении зоны горения на части желаемый эффект при сохранении высокого уровня других показателей работы КС может быть достигнут лишь в том случае, когда в каждой части процесс завершается до такой же степени, как и в неразделённой зоне. Это возможно при реализации модульной схемы, т.е. при использовании, например, модульных вихревых горелок (МВГ). Модульной горелкой в данной работе назван элемент фронтового устройства КС, способный инициировать и поддерживать автономную зону горения, в которой может быть достигнута степень завершённости процессов до 90% и более.

Другой задачей, которая так же может быть решена на основе применения модульных горелок, является задача расширения диапазона работы КС без срыва пламени.

Известен и широко используется способ стабилизации пламени в зонах циркуляции (ЗЦ), которые создаются закрученными струями. Типичная схема вихревой горелки (ВГ) или фронтового устройства, предназначенного для реализации такого течения, представлена на рис.1а. В зависимости от размеров и назначения устройства применяются разные формы насадков (сужающиеся, цилиндрические, расширяющиеся) и типы завихрителей (лопаточные, шнековые, улиточные и с тангенциальными каналами). Но, не смотря на конструктивные отличия, все они имеют один и тот же принцип действия: поток воздуха в завихрителе приобретает тангенциальную составляющую W_ϕ абсолютной скорости и далее с помощью насадка

формируется в закрученную струю, образующую в приосевой области зону циркуляции, часть которой представляет собой зону обратных токов.

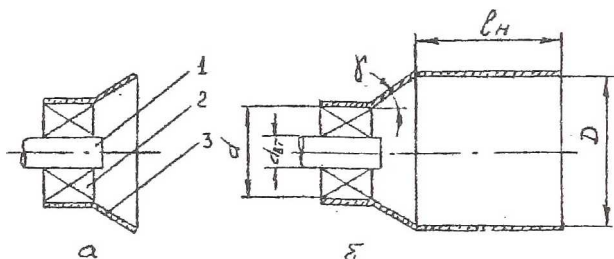


Рис.1. Принципиальные схемы вихревых горелок:

- а - вихревая горелка, зона циркуляции которой располагается в объёме КС;
б - модульная вихревая горелка

При организации процесса горения именно ЗЦ выполняет функции дежурного очага пламени, т.е. её форма, размеры и интенсивность энергомассообмена с обтекающим её основным потоком определяют границы срыва пламени в этом очаге и в целом в стабилизаторе. Очевидно, что любые неблагоприятные воздействия на перечисленные параметры ЗЦ будут приводить к ухудшению свойств, необходимых ей как стабилизатору пламени.

В горелках типа ВГ (см.рис.1а) основная часть ЗЦ располагается вне насадка, что делает её практически незащищённой от разных возмущений и флуктуаций параметров, которые всегда имеются в реальных потоках, и тем более при наличии горения. Естественнo предположить, что применяя цилиндрический насадок, имеющий длину равную длине ЗЦ, или хотя бы её части, удастся избежать указанного недостатка. Кроме того, применяя насадки, имеющие диаметрaльные размеры $D/d > 1$ (см.рис.1б), можно ожидать увеличения объёма ЗЦ и времени пребывания (τ_n) в ней компонентов, участвующих в химической реакции. И то, и другое может благоприятно повлиять на свойства ЗЦ как дежурного очага пламени.

Сравнительные испытания гpелки типа ВГ и созданной на её основе модульной вихревой горелки (см.рис.1б) с размерами $D/d = 1,43$; $L_n/D = 1$; $\gamma = 30^\circ$ полностью подтвердили высказанные выше предположения (см.рис.2 и 3). Очевидно, что кроме эффекта защиты дежурного очага пламени стенками дополнительного цилиндрического насадка, его диаметрaльные размеры

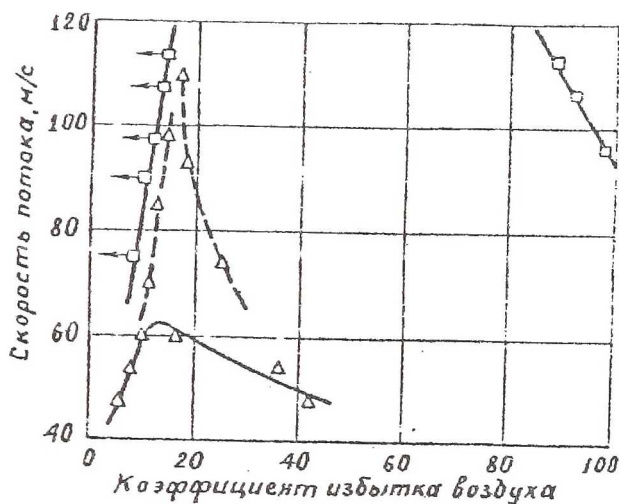


Рис.2. Срывные границы горелок в потоке : Δ - ВГ; — $T=260$ К; --- $T=280$ К; \square - МВГ; $T=270$ К

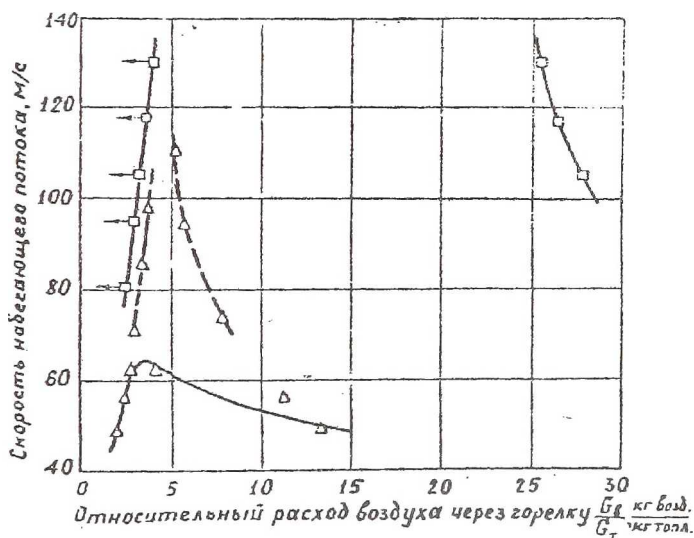


Рис.3. Срывные границы горелок, построенные по расходу воздуха через завихритель: Δ - ВГ; — $T=260$ К; --- $T=280$ К; \square - МВГ; $T=270$ К

(соотношение D/d) также сыграли определённую роль в столь заметном расширении диапазона работы горелки без срыва пламени по величине коэффициента избытка воздуха α . Поэтому следующим шагом была оценка

влияния величины D/d на ширину этого диапазона. Эксперимент дал результаты, представленные на рис.4. Из него следует, что монотонное увеличение соотношения D/d не приводит к столь же монотонному улучшению свойств МВГ как стабилизатора пламени.

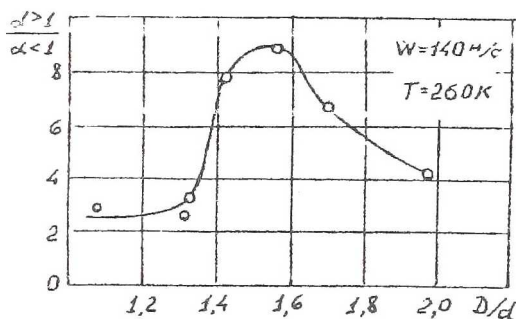


Рис.4. Диапазон устойчивого горения МВГ ($\varphi_0 = 60^\circ$) в зависимости от соотношения D/d

При создании КС на базе МВГ в зависимости от решаемой приоритетной задачи (снижение выбросов NO_x или расширения диапазона бесрывного горения) требуется уменьшение или увеличение размеров ЗЦ и времени пребывания в ней реагентов и продуктов сгорания. Поэтому задачей дальнейшего исследования являлось изучение особен-

ностей аэродинамической структуры потока в МВГ и, по возможности, разработка на базе экспериментального материала способа гидравлического расчёта таких горелок.

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Объектом исследований были МВГ, схема которых соответствует рис.1б. Для закрутки потока воздуха были использованы лопаточные вихреобразители с углом установки лопаток относительно оси горелки $\varphi_0 = 60^\circ, 45^\circ$ и 30° . Размеры цилиндрического насадка изменялись в диапазоне $D/d = 1 \dots 2$ при $l_w/D = 1$. Структура течения изучалась при изотермических продувках горелок воздухом в открытое пространство, при визуализации течения методом гидроанalogии (проливки вода в воду) и при горении пропановоздушной смеси. В изотермическом потоке воздуха внутри горелок и за срезом их сопла были выполнены измерения радиальных профилей осевых W_z и окружных W_φ составляющих скорости. На рис.5 показаны результаты таких измерений для одного из вариантов горелки.

В опытах использовался термоанемометр с постоянной температурой нити. Одноточный датчик из вольфрамовой проволоки диаметром 0,008 мм

Рис.5. Эпюры осевых (W_z) и окружных (W_φ) скоростей в МВГ ($\varphi_0 = 60^\circ$):

— Зона циркуляции ($E_z = E_n$);
 ---- Зона обратных токов
 $D/d = 2,0$;
 $G_n = 18 \times 10^{-3}$ кг/с

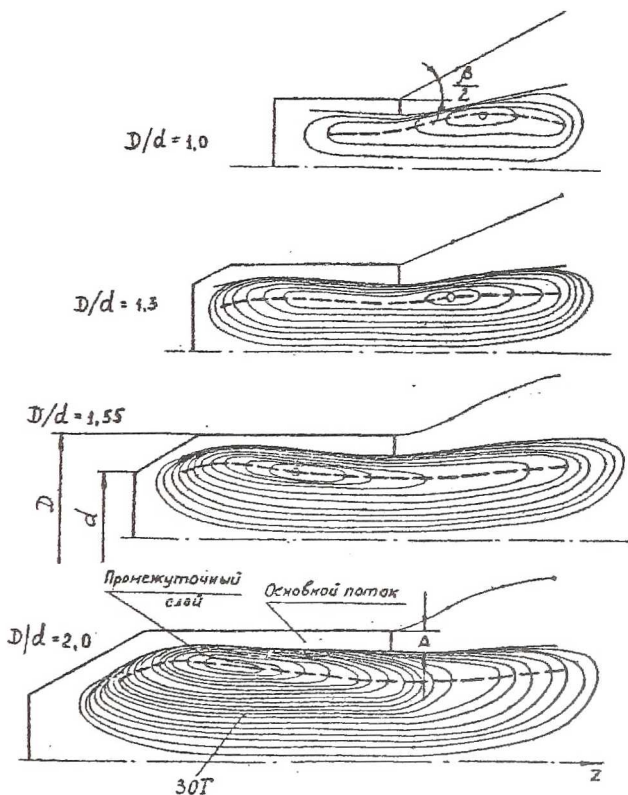
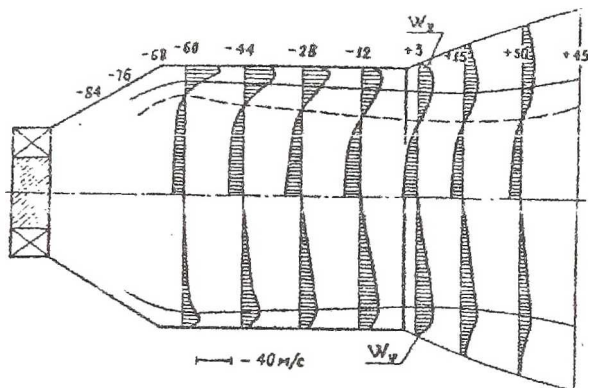


Рис.6. Изменение объёмного расхода в зону циркуляции ($A_0 = 2,7$; $Re = 1,2 \times 10^5$; $D/d_n = 1$):

— граница зоны циркуляции;
 ---- граница зоны обратных токов.

Одна изолиния соответствует $Q_v = 0,5 \times 10^{-3}$ м³/с

имел длину 2 мм. В результате интегрирования профилей $W_z(r)$ были рассчитаны объёмные расходы Q_{vi} в каждом кольцевом сечении между радиусами r_i и r_{i+1} , что позволило получить картины распределения расходов в ЗЦ по её длине и радиусу. Границы между основным потоком и его ядром (ЗЦ) дополнительно фиксировались пневмометрическими насадками с диаметром трубок 1 мм, а также по фотоснимкам картины течения при проливках водой и огневых продувках. Все полученные результаты соответствовали друг другу Рис.6 в пределах погрешности измерения радиальных профилей пневмометрическими датчиками. В огневых экспериментах кроме того измерялись продольные размеры ЗЦ ($l_{зц}$) и время пребывания (τ п) в ней газов.

Методика получения величины τ п изложена в работе [1] и заключается в фиксации свечения ЗЦ при внесении в неё примеси $NaCl$. Отсчёт части длины ЗЦ $l_{зц}$ за пределами горелки производился от среза горелки до точки на оси, начиная с которой примесь $NaCl$ вытягивалась в ЗЦ.

Анализ экспериментальных материалов, полученных при изотермических [2] и неізотермических продувках и проливках, позволил выявить ряд особенностей структуры течения и интенсивности энергомассообмена в МВГ. Их суть сводится к следующему:

1. Осреднённая по массе закрутка прямого тока (основной поток и промежуточный слой, см. рис.6) в цилиндрической насадке

$$S = \frac{\int_{r_{som}}^{r_n} \rho W_z W_\phi r^2 dr}{\int_{r_{som}}^{r_n} \rho (W_z)^2 r dr} \frac{l}{(r_n - r_{som})}$$

практически равна закрутке, создаваемой завихрителем, и остаётся постоянной по длине насадка. За срезом сопла горелки из-за взаимодействия с окружающей средой закрутка прямого тока убывает по длине ЗЦ и в конце её приобретает значение, соответствующее слабозакрученным струям (течение без ЗЦ).

2. С ростом соотношения D/d абсолютные размеры ЗЦ и объёмный расход в ней резко увеличиваются (см. рис.6), центр циркуляции смещается внутрь горелки, а относительная длина ($l_{зц}/D$) части ЗЦ за пределами горелки

сокращается. Форму ЗЦ можно приближённо считать цилиндрической, что говорит о практическом постоянстве кинематической закрутки ($n=W_\phi/W_z$) на границе основного потока и его ядра - ЗЦ по всей её длине.

3. Толщина основного потока - Δ (см.рис.6) зависит только от закрутки, создаваемой завихрителем, и остаётся постоянной при изменении расхода газа через горелку и соотношения D/d .

4. Размеры ЗЦ ($D_{зц}$, $L_{зц}$) и связанная с ними величина Δ неизменны, можно сказать автомодельны, по режиму работы горелки. Они не меняются и при организации процесса горения.

5. С ростом соотношения D/d и величины закрутки, создаваемой завихрителем, растёт время пребывания t_n примеси $NaCl$ (следовательно, и других веществ) в ЗЦ, что говорит об ослаблении взаимодействия основного потока с его ядром. При неизменной геометрии горелки t_n определяется режимом работы и изменяется обратно пропорционально изменению объёмного расхода в основном потоке.

Полученные экспериментальные результаты представляют собой обширный набор зависимостей, показывающих изменение различных элементов структуры изучаемого течения от геометрических размеров и режима работы МВГ. Для удобства их использования при проектировании таких горелок далее предпринята попытка свёртки части этих зависимостей с помощью нескольких безразмерных параметров, обобщающих наиболее существенные аспекты течения в МВГ.

3. АНАЛИЗ И ОБОБЩЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Наиболее общим и основным признаком МВГ является винтовое движение в чих основного потока, которое создаётся завихрителем и количественно оценивается величиной его закрутки S_z . В разработанной ещё в 1944 году теории идеальной центробежной форсунки Г.Н. Абрамович для расчёта аналогичного параметра ввёл понятие "геометрической характеристики A " [3]. Впоследствии во многих работах, посвящённых изучению гидродинамики устройств, создающих закрученные потоки, было показано, что, хотя численное значение геометрической характеристики определяется исключительно по соотношению геометрических размеров этих устройств, величина A (или S_z) является критерием подобия

гидродинамической структуры потока внутри камеры закручивания вплоть до среза сопла.

Это свойство закрученных потоков позволяет результаты, полученные для идеальной жидкости, применять и для реальных течений, в том числе и для газовых потоков. Основным условием является правильный расчёт величины A . Поэтому при использовании центробежных форсунок для подачи несжимаемой жидкости геометрическую характеристику можно в некоторых случаях [4] с достаточной точностью рассчитывать по формулам, предложенным Г.Н. Абрамовичем.

При подаче через центробежные форсунки сжимаемой жидкости увеличиваются проходные сечения закручивающего устройства (шнека, либо тангенциальных каналов) и, как правило, используются форсунки с полностью раскрытым соплом ($D/d=1$). Поэтому для расчёта величин A рекомендуются более подходящие в этом случае формулы из работы [5].

Если же с ростом потребного объёмного расхода газа, пропускаемого через закручивающее устройство, шнек вырождается в лопаточный завихритель, то для расчёта его геометрической характеристики следует применять формулу, полученную в работе [6].

Таким образом, критерий подобия A , не меняясь по содержанию (как показано в работе [5] величина A однозначно определяет закрутку потока p на любом радиусе камеры закручивания) имеет различные вычислительные формулы в зависимости от конструктивного исполнения устройства. Очевидно, что для МВГ, выполненной по схеме на рис.1б, конструктивной особенностью является цилиндрический насадок с размерами $D/d \geq 1$. Следовательно, это соотношение должно иметь свой отпечаток в способе расчёта величины A_n - критерия подобия течения с закруткой в цилиндрическом насадке.

Действительно, попытка обобщить размеры и параметры интенсивности ЗЦ в МВГ по величине A_3 , соответствующей закрутке, создаваемой завихрителем (S_3), не привела к желаемым результатам, поскольку величина S_3 рассчитывается только для $D/d = 1$ и никак не учитывает варианты $D/d > 1$. Для решения задачи о вычислении критерия A_n введено понятие относительной толщины

$$\delta = \frac{\Delta}{r_n}$$

основного потока. Поскольку в опытах было установлено, что величина Δ не меняется при $D/d = \text{var}$ и зависит только от A_3 (или S_3), то этот приём позволяет связать размеры D и Δ с уже известными зависимостями основных параметров потока идеальной жидкости от критерия A .

В работе [3], исходя из принципа максимального расхода получена связь A с коэффициентом заполнения сопла Θ центробежной форсунки

$$A = (1 - \Theta) \sqrt{\frac{2}{\Theta^3}}, \quad (1)$$

где

$$\Theta = \frac{r_c^2 - r_n^2}{r_c^2} \quad (2)$$

Там же показано, что коэффициент расхода форсунки $\mu = f(A)$. В работе [5] получено выражение

$$n_a = \frac{W_{\text{см}}}{W_{\text{за}}} = \frac{A\Theta}{\sqrt{1-\Theta}} \quad (3)$$

Для МВГ связь n_a с A важна, поскольку она определяет закрутку основного потока на поверхности, по которой происходит его взаимодействие с ЗЦ.

Поскольку $\Delta = r_n - r_{\text{зц}}$, или в обозначениях работы [3] $r_n = r_c$ и $r_{\text{зц}} = r_n$, то с учётом (2)

$$\Delta = \frac{r_n \Theta}{1 + \sqrt{1 - \Theta}}, \quad \text{или} \quad \delta = \frac{\Theta}{1 + \sqrt{1 - \Theta}}. \quad (4)$$

В результате через величину Θ параметры μ , n_a и δ связаны с критерием A (см. рис. 7). На рисунке 7 сплошные линии получены по расчётным формулам. Пунктирная зависимость $\mu_{\text{экс}} = f(A)$ является аппроксимацией результатов продувок воздухом более 30 центробежных форсунок с различными размерами и типами завихрителей, но при $D/d=1$. Поскольку в многочисленных работах рассматривались величина и причины отклонений реальных коэффициентов μ от полученных в работе [3], авторы приводят обобщение своих экспериментальных данных для повышения точности определения этого параметра при проектировании МВГ.

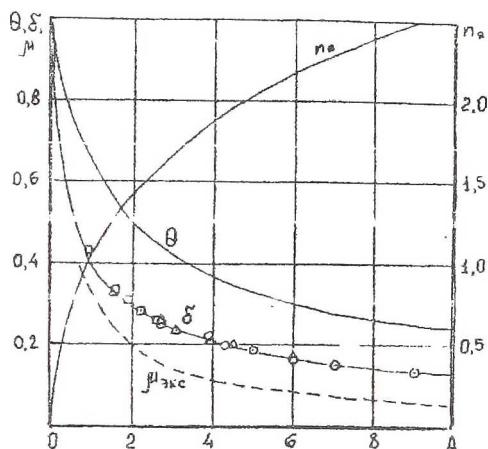


Рис. 7. Зависимость параметров структуры основного потока в вихревых горелках от критерия их гидродинамического подобия

Итак, имея зависимости, изображённые на рис. 7, и исходя из условия $\Delta = \text{const}$ при $D/d = \text{var}$, величину критерия A_n можно отыскивать по значению геометрической характеристики A_3 , рассчитанной при $D/d = 1$. Для одного и того же завихрителя

$$\delta = \frac{\Delta}{r_n} = \frac{\text{const}}{r_n},$$

откуда

$$\delta_3 d = \delta_n D \quad (5)$$

Следовательно, по величине A_3 и зависимости $\delta = f(A)$ находится δ_3 , затем по выражению (5) - δ_n и далее по той же зависимости $\delta = f(A)$ - A_n . Пользуясь этим алгоритмом была рассчитана величина критерия подобия A_n для всех исследованных МВГ. Получился диапазон от 0,85 до 9. При сопоставлении экспериментальных значений $\delta(A_n)$ с расчётной зависимостью $\delta = f(A)$ получилось хорошее совпадение результатов (см. рис. 7). Здесь и далее на рис. 8...11 используются обозначения: \circ - $\varphi_3 = 60^\circ$; Δ - $\varphi_3 = 45^\circ$; \square - $\varphi_3 = 30^\circ$. Этот факт, во-первых, говорит о том, что изложенный способ вычисления критерия A_n даёт правильные его значения, а, во-вторых, что подмеченное в опытах постоянство Δ является одним из основных свойств закрученных течений в насадках с $D/d > 1$.

Поскольку параметр A_n является критерием гидродинамического подобия рассматриваемого типа течения, следует ожидать что и другие, характерные для этого течения особенности, будут выражаться зависимостями от A_n . Это предположение подтвердилось при попытке обобщения продольных размеров ЗЦ, полученных в экспериментах (см. рис. 8) и времён пребывания примеси NaCl , внесённой в ЗЦ (см. рис. 9). Здесь

$$\bar{L}_{3Ц} = \left(\frac{L_{3Ц}}{D_{3Ц}} + 1 \right) \frac{1}{n_s}, \quad (6)$$

т.е. условно считается, что ЗЦ по длине занимает весь цилиндрический участок насадка МВГ и измеренную в опытах величину $l_{3ц}$ размер ЗЦ за пределами сопла. Отнесение $(l_{3ц}/D_{3ц} + 1)$ к $n_{лз} = W_{фз}/W_{лз}$ учитывает, что ЗЦ образуется из-за взаимодействия основного потока с его ядром по винтовой линии. Таким образом, рисунок 8 и зависимость $\delta = f(A)$ позволяют оценить размеры ЗЦ во вновь проектируемой МВГ, т.к. $D_{3ц} = D(1 - \delta)$.

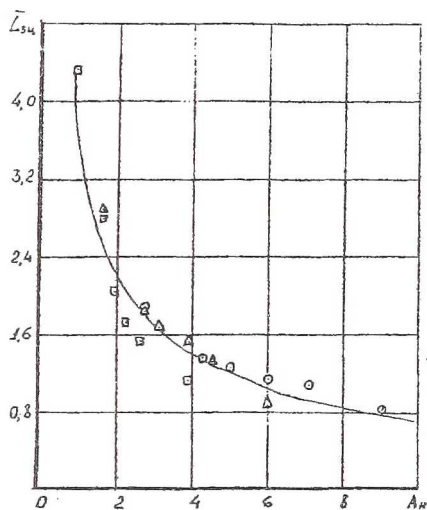


Рис. 8. Обобщение относительной длины ЗЦ по критерию гидродинамического подобия потока, закрученного в цилиндрическом насадке МВГ

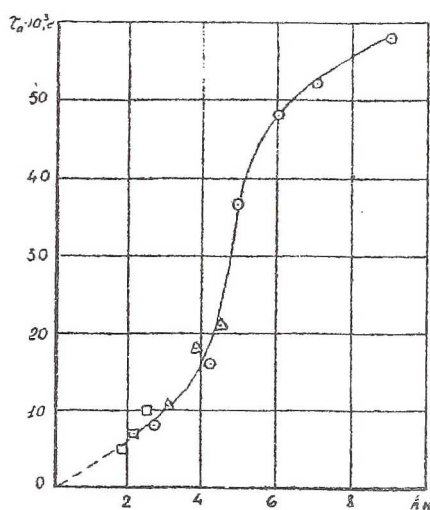


Рис. 9. Зависимость времени пребывания примеси NaCl в ЗЦ МВГ от величины гидродинамического подобия закрученного в ней потока

(линия — длина ЗЦ по измерениям термоанемометром;
экспериментальные точки — длина ЗЦ по измерениям в горящем потоке несением примеси NaCl)

Характер зависимости $\tau_n = f(A_n)$ на рис. 9 совпадает с характером полученных экспериментально частных зависимостей объемного расхода в ЗЦ — $Q_{3ц}$ от изменения D/d или A_n . Это позволяет предположить, что S-образная зависимость $\tau_n = f(A_n)$ является общим и характерным свойством изучаемого типа течения. Очевидно, что абсолютные значения τ_n (в миллисекундах) зависят от размеров и режима работы горелки.

Чтобы при расчёте геометрии МВГ оперировать безразмерными величинами, характеризующими интенсивность энергомассообмена в ЗЦ,

были введены ещё два параметра:

1. Кратность циркуляции объёма газа в ЗЦ

$$K_y = \frac{Q_{зц} \tau_n}{V_{зц}}, \quad (7)$$

где $V_{зц} = \pi r_{зц}^2 / (1 - \delta)^2 L_{зц}$ - объём ЗЦ.

2. Время взаимодействия основного потока с его ядром (ЗЦ)

$$\tau_{сз} = \frac{L_{зц}}{W_{сз}}, \quad (8)$$

где $W_{сз} = \frac{Q_{сз}}{\pi r_n^2 \delta (2 - \delta)}$ осреднённая по радиусу осевая составляющая

скорости основного потока ($Q_{сз}$ - объёмный расход газа через горелку).

Введение параметра K_y полностью объяснило характер зависимости диапазона бесрывного горения в МВГ (отношение $\alpha > 1$ на "бедной" границе срыва пламени к $\alpha < 1$ на "богатой" границе) от критерия подобия закрученного потока в цилиндрической насадке МВГ (рис.10). Очевидно, что абсолютные значения α на границах срыва пламени кроме K_y определяются ещё и значением $\alpha_{зц}$, т.е. энергоёмкостью ЗЦ или её располагаемой энергией.

Но ширина диапазона ($\alpha > 1 / \alpha < 1$) оказалась зависящей только от K_y .

Время τ_n может быть рассчитано при известной геометрии МВГ (с использованием зависимости на рис.8) и её режима работы ($Q_{сз}$). Выражая из (7) τ_n через K_y , можно получить, что

$$\frac{\tau_n}{\tau_{сз}} = \frac{K_y}{Q_{зц}/Q_{сз}} \frac{(1 - \delta)^2}{\delta (2 - \delta)}, \quad (9)$$

где отношение $Q_{зц}/Q_{сз}$, как было отмечено при обработке результатов опытов, является функцией A_n . Следовательно, относительная величина $\tau_n/\tau_{сз}$ также

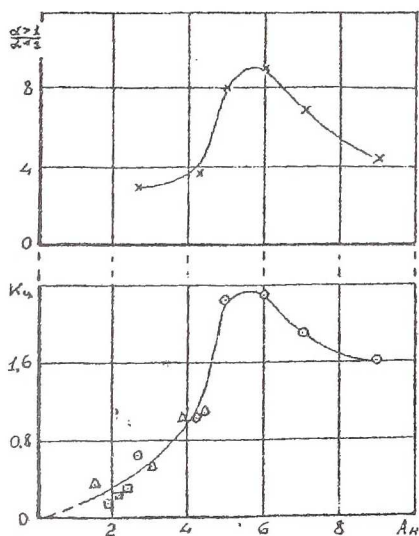


Рис.10. Связь диапазона работы МВГ без срыва пламени и кратности циркуляции объёма газа в её ЗЦ

должна быть некоторой функцией от A_n , что и подтвердили эксперименты (см. рис.11). Полученная зависимость $\tau_n/\tau_{сз} = f(A_n)$ позволяет оценивать величину τ_n в МВГ, спроектированной в исследованном диапазоне A_n . С позиций тех задач, которые изложены в начале данной статьи, это диапазон A_n , видимо охватывает все значения, представляющие практический интерес.

4. ВЫВОДЫ

Таким образом, в работе было установлено, что:

1. Время пребывания реагирующей топливо-воздушной смеси в зоне горения КС обратно пропорционально корню квадратному из числа дроблений этой зоны на части. При этом подразумевается, что каждая часть представляет собой модуль - самостоятельную, автономную зону горения.

2. Применение цилиндрического насадка превращает вихревую горелку (см.рис.1а) в МВГ, что существенно расширяет диапазон её горения без срыва пламени за счёт увеличения τ_n в ЗЦ и кратности циркуляции объёма газа в этой зоне.

3. Размеры ЗЦ ($L_{зц}$, $D_{зц}$, $V_{зц}$) являются функцией размеров МВГ и величины критерия A_n .

4. Интенсивность энерго-массообмена в ЗЦ (τ_n) зависит от режима работы горелки ($\tau_{сз}$, т.е. $Q_{сз}$), её размеров (D , d) и величины критерия A_n .

5. Коэффициент расхода МВГ с размерами $D/d \geq 1$ определяется только геометрической характеристикой завихрителя A_s (или создаваемой им степени закрутки S_s).

6. Безразмерные параметры $\overline{L_{зц}}$, δ , n_s , $K_{зц}$, $\tau_n/\tau_{сз}$, характеризующие особенности аэродинамической структуры потока в МВГ зависят только величины критерия гидродинамического подобия.

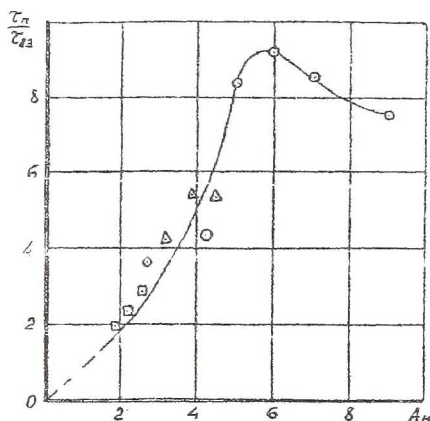


Рис.11. Соотношение времён τ_n и $\tau_{сз}$ в зависимости от критерия гидродинамического подобия потока, закрученного в насадке МВГ

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Экспериментальное определение времени пребывания газа в зоне рециркуляции вихревых стабилизаторов пламени. / Абрашкин В.Ю., Мещеряков В.П., Разно В.Г. и др. // Горение в потоке. Межвузовский сборник, Казанский авиационный институт, Казань, 1982, — С.31...35.
2. Матвеев С.Г., Серенков Н.К. Влияние диффузорности канала на аэродинамику закрученного течения. ВИНТИ, N 6003-82 Дсп., М., 1983, 9 с.
3. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. ГИИТЛ, М., 1952, 736 с.
4. Распыливание жидкостей. / Бородин В.А. и др., -М.: Машиностроение, 1967
5. Ковылов Ю.Л., Лукачёв В.П. О критерия подобия потоков в центробежных форсунках. // Известия ВУЗов "Авиационная техника", -1976, -№1, -С.49...54.
6. Урывский А.Ф. Гидравлический расчёт вихревых горелок. // Горение в потоке. Межвузовский сборник, Казанский авиационный институт, Казань, 1982, -С.91...97.

УДК 621.45.03.0:532.556.0

ОПТИМИЗАЦИЯ КОЛЬЦЕВЫХ ДИФFUЗОРОВ КАМЕР СГОРАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ СЕМЕЙСТВА НК

Лавров В.Н., Епейкин Л.Ф., Савченко В.П.,
Постников А.М., Цыбизов Ю.И.

ОАО СНТК им. Н.Д.Кузнецова, г. Самара

При организации процесса горения в камерах сгорания (КС) газотурбинных двигателей (ГТД) и газотурбинных установок (ГТУ) принято снижать скорость потока воздуха перед жаровой трубой КС до приемлемой величины с помощью коротких диффузоров из-за ограниченной длины двигателя. Как правило, эти диффузоры выполняются с большой степенью расширения потока, что и определяет их чувствительность к изменению входного профиля скорости, создаваемого компрессором двигателя.

С повышением параметров термодинамического цикла современных ГТД ужесточаются требования к гидравлическим характеристикам, окружающей равномерности температурного поля перед турбиной двигателя и надёжности теплового состояния элементов КС при обеспечении большого ресурса. Поэтому возникает сложная проблема получения требуемых параметров и, в частности, безотрывности потока и его стабильности при изменении режима работы двигателя.